

**О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, І. П. ГРЕЧКА, І. О. ВОЛОШИНА, М. М. ТКАЧУК, О. С. ЛЬОЗНИЙ,
М. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, С. В. КУЦЕНКО, В. В. ТРЕТЬЯК**

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

У роботі описані дослідження напружено-деформованого стану елементів силових гідроциліндрів. Як варійовані параметри обрано геометричні розміри корпусу та властивості матеріалів. Контрольованими величинами є рівні напружень та переміщень. За критерії слугують маса, міцність та жорсткість. Ці характеристики визначають технічні характеристики силових гідроциліндрів. Установлені залежності критеріальних характеристик від варійованих параметрів. На цій основі розроблені рекомендації із обґрунтування проектно-технологічних рішень елементів силових гідроциліндрів. Це дало можливість розробити проект і технологію виготовлення корпусів силових гідроциліндрів із малою матеріалосмістю. Крім того, забезпечено підвищений ККД за рахунок застосування антифрикційного покриття внутрішньої поверхні циліндра. Обмежено рівень напружень у основному матеріалі корпусу циліндра. Також забезпечено міцність зони матеріалу паяного з'єднання і футерувального шару із пластика. Задля зниження рівня втрат у рухомому з'єднанні поршня із корпусом гідроциліндра застосовано спеціальну конфігурацію ущільнюваного кільця. При цьому радіальні переміщення корпусу циліндра забезпечують прийнятний контакт рухомою та нерухомою частин гідроциліндра. У цілому обґрунтовані збалансовані проектно-технологічні рішення елементів силових гідроциліндрів. Вони забезпечують високі технічні характеристики силових гідроциліндрів. Також підвищується технологічний рівень їх виробництва та знижується загальна вартість. Силкові гідроциліндри із обґрунтованими параметрами знайшли використання у елементах технологічних систем.

Ключові слова: гідроциліндр; метод скінченних елементів; напружено-деформований стан; розрахунково-експериментальне обґрунтування

**О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, И. П. ГРЕЧКА, И. А. ВОЛОШИНА, Н. Н. ТКАЧУК, О. С. ЛЕЗНИЙ,
Н. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ, С. В. КУЦЕНКО, В. В. ТРЕТЬЯК**

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

В работе описаны исследования напряженно деформированного состояния элементов силовых гидроцилиндров. В качестве варьируемых параметров выбраны геометрические размеры корпуса и свойства материалов. Контролируемыми величинами являются уровни напряжений и перемещений. Критериями служат масса, прочность и жесткость. Эти характеристики определяют технические характеристики силовых гидроцилиндров. Установлены зависимости критериальных характеристик от варьируемых параметров. На этой основе разработаны рекомендации по обоснованию проектно-технологических решений элементов силовых гидроцилиндров. Это позволило разработать проект и технологию изготовления корпусов силовых гидроцилиндров с малой материалоемкостью. Кроме того, обеспечен повышенный КПД за счет применения антифрикционного покрытия внутренней поверхности цилиндра. Ограничен уровень напряжений в основном материале корпуса цилиндра. Также обеспечена прочность зоны материала паяного соединения и футеровочного слоя из пластика. Для снижения уровня потерь в подвижном соединении поршня с корпусом гидроцилиндра применена специальная конфигурация уплотняющего кольца. При этом радиальные перемещения корпуса цилиндра обеспечивают приемлемый контакт подвижной и неподвижной части гидроцилиндра. В целом обоснованы сбалансированные проектно-технологические решения частей силовых гидроцилиндров. Они обеспечивают высокие технические свойства силовых гидроцилиндров. Также повышается технологический уровень производства и снижается общая стоимость. Силловые гидроцилиндры с обоснованными параметрами нашли применение в элементах технологических систем.

Ключевые слова: гидроцилиндр; метод конечных элементов; напряженно-деформированное состояние; расчетно-экспериментальное обоснование

**O. VERETELNYK, I. HRECHKA, I. VOLOSHYNA, M. M. TKACHUK, O. LOZNYI, M. A. TKACHUK,
M. SAVERSKA, S. KUTSENKO, V. TRETZYAK**

CALCULATION AND EXPERIMENTAL JUSTIFICATION OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS OF POWER HYDRAULIC CYLINDER ELEMENTS

The paper describes studies of the stress-strain state of power hydraulic cylinders elements. Geometric dimensions of casing and properties of materials are chosen as varied parameters. The controlled values are the levels of stresses and displacements. The criteria are weight, strength and rigidity. These characteristics determine the technical characteristics of power hydraulic cylinders. Dependences of criterion characteristics on varied parameters are established. On this basis, recommendations for substantiation of design and technological solutions of power hydraulic cylinders elements are developed. This made it possible to develop a project and technology for the manufacture of power cylinders with low material consumption. In addition, increased efficiency is provided due to the use of antifriction coating on the inner surface of cylinder. The stress level in the main material of cylinder body is limited. The strength of the area of the brazed joint material and the plastic lining layer is also ensured. A special configuration of the sealing ring is used to reduce the level of losses in the movable connection of the piston with the hydraulic cylinder body. At the same time radial displacements of the cylinder body provide acceptable contact of the moving and fixed parts of the hydraulic cylinder. In general, balanced design and technological solutions of power hydraulic cylinders elements are substantiated. They provide high technical characteristics of power hydraulic cylinders. It also increases the technological level of their production and reduces the total cost. Power hydraulic cylinders with reasonable parameters are used in the elements of technological systems.

Keywords: hydraulic cylinder; finite element method; stress-strain state; computational-experimental justification

Вступ. Сучасне машинобудування має значну потребу у потужних, економічних, малогабаритних приводах машин та механізмів різноманітного призначення [1–5]. Це спонукає до здійснення широкого обсягу досліджень на етапах проектування і техно-

логічної підготовки виробництва приводів різних типів [6–10].

© О. В. Веретельник, І. П. Гречка, І. О. Волошина,
М. М. Ткачук, О. С. Льозний, М. А. Ткачук,
М. С. Саверська, С. В. Куценко, В. В. Третяк, 2022

Одним із варіантів вирішення проблем, що постають перед розробниками, є застосування гідроприводів із силовими гідроциліндрами [11–15]. Ці приводи мають певні переваги перед механічними та електричними. Зокрема, це можливість розвитку значних сил за обмежених габаритів. Разом із тим подальший процес механічних та електричних приводів здійснює конкурентний тиск на гідроприводи, що змушує постійно удосконалювати конструкції та технології виготовлення їхніх основних елементів. Зокрема, це у першу чергу стосується силових гідроциліндрів, які є основними елементами таких приводів для механізації та автоматизації виробництва бронетанкової техніки (БТТ) із високими тактико-технічними характеристиками (ТТХ) і технологічних систем (ТС) для їх виробництва. Означений напрям становить зміст досліджень, описаних у цій роботі.

Аналіз сучасних методів досліджень елементів гідроциліндрів. Як уже зазначалося, проблеми проектування, технологічної підготовки, виробництва та експлуатації елементів приводів займають значне місце у багатьох дослідженнях [1–15]. Якщо звернутися до напрямку гідроприводу, то одним із найбільш продуктивних є застосування силових гідроциліндрів [11–18]. Як відомо, такі гідроциліндри знайшли своє застосування, зокрема, у елементах технологічних систем, порівняно давно [11, 12]. При цьому застосовані як низка конструктивних, так і технологічних заходів задля підвищення техніко-економічного рівня цих виробів. Так, було запропоновано використовувати замість суцільних – паяні корпуси гідроциліндрів, а також футерування їх внутрішньої поверхні пластиком. У свою чергу, це спонукало здійснити низку досліджень [13–19]. У цих роботах приділялась увага різним аспектам обґрунтування проектних і технологічних рішень. Проте моделі та методи, що були задіяні, у багатьох випадках є суттєво спрощеними. Це породжує сумніви у достатній точності отриманих за їх допомогою даних, а відтак, – і достовірності розроблених на їх основі результатів.

Більш розвинені моделі та методи досліджень корпусів силових гідроциліндрів отримані у роботі [17]. Проте комплекс описаних у цій роботі досліджень недостатньо широкий. Відповідно, намічені у цій роботі напрямки потребують розвитку та поглиблення.

Якщо звернути увагу на методологічні аспекти досліджень, то слід зазначити, що у низці робіт [13, 16, 17] для аналізу напружено-деформованого стану (НДС) корпусів силових гідроциліндрів залучено метод скінченних елементів (МСЕ). Цей метод та інші широко застосовуються у низці робіт [1–10] для дослідження НДС подібних об'єктів.

Разом із тим у відзначених роботах [1–10] відсутній узагальнений параметричний підхід [16–18, 20], який дає можливість залучати до множини варіюваних різні чинники, у т.ч. – проектні та технологічні рішення, а не тільки чисельні параметри.

Здійснений аналіз сучасних тенденцій при створенні нових зразків сучасної техніки, а також літературних джерел і ресурсів Internet дає підґрунтя для наступних висновків.

1. Суперечливі вимоги до характеристик елементів техніки і елементів технологічних систем для їх виробництва як одного з шляхів задоволення цих вимог призводять до необхідності виробництва окремих деталей із декількох матеріалів із властивостями, які різко відрізняються. Це можуть бути різні метали і сплави, пластики і гуми. Крім того, окремі деталі можуть бути піддані поверхневому зміцненню із формуванням шару матеріалу з істотно зміненими структурою і фізико-механічними властивостями. Таким чином, замість об'єкту з однорідним матеріалом отримуємо деяку композицію із декількох матеріалів із властивостями, які різко відрізняються. Це створює складнощі при здійсненні, наприклад, чисельних досліджень НДС цих об'єктів, оскільки різними можуть бути не лише кількісні характеристики, але і самі типи моделей матеріалів (наприклад, пружний ізотропний матеріал типу конструкційної сталі з'єднується з низькомодульним матеріалом типу пластика). Більш того, варіюваним може бути і тип моделі, і діапазон констант, присутніх у тій чи іншій моделі матеріалу. На додаток варіюваними також можуть бути форма і розміри як усієї деталі, так і її складників. Таким чином, приходимо до аналізу реакції такого складного об'єкту на дію збурень різної природи і походження. У свою чергу, це різко утрудняє застосування традиційних підходів, методів і моделей для розв'язання виникаючих завдань, що створює протиріччя між потребами сучасного машинобудування, з одного боку, і можливостями науки, – з іншого. Усунення цього протиріччя складає актуальне науково-практичне завдання, яке вирішується в ході досліджень, описаних у роботі.

2. Для чисельного моделювання НДС елементів сучасної техніки і елементів технологічних систем для їх виробництва найбільш прийнятне використання такого потужного методу як МСЕ. При цьому, він дає можливість враховувати характерні особливості досліджуваних об'єктів, зокрема, аналізувати тіла, що складаються із матеріалів, які різко відрізняються за фізико-механічними властивостями.

3. Як основний підхід до варіативного дослідження об'єктів запропоновано використати метод узагальненого параметричного моделювання, розвинений адаптований та реалізований до такого типу об'єктів [16–20]. Це дає можливість варіювати усі фізико-механічні властивості, форму і розміри окремих елементів і усього об'єкту в цілому. У свою чергу, це створює передумови для розв'язання завдань обґрунтування раціональних проектно-технологічних рішень, які забезпечують необхідні технічні характеристики об'єктів сучасної техніки, зокрема, гідроциліндрів.

4. На основі запропонованих підходів, методів і моделей передбачається розробка спеціалізованих програмно-моделейних комплексів (СПМК), які містять модулі опису конкретних об'єктів, модулі варіювання їх узагальнених параметрів, а також інтегровані із СПМК універсальні CAD/CAM/CAE системи. Цим самим поєднуються переваги потужності сучасних комерційних програмних комплексів, з одного боку, і націленість на дослідження тієї чи іншої групи об'єктів, – з іншого.

Таким чином, з одного боку, натепер у напрямку, що розглядається, склалася ситуація, яка передбачає необхідність здійснення широкого комплексу досліджень НДС корпусів силових гідроциліндрів, а, з іншого, – характеризується недостатністю наявних у арсеналі дослідників моделей та методів для їх здійснення. Відповідно, для вирішення цього протиріччя виконані розробки, описані у цій роботі на розвиток та доповнення [16–20].

Мета роботи – створення удосконалених моделей і методів, а також дослідження НДС корпусів силових гідроциліндрів задля обґрунтування їх проєктивних проєктно-технологічних рішень.

Задля досягнення сформованої мети пропонуються до виконання такі *завдання*:

- 1) розробити загальну методологію досліджень;
- 2) побудувати параметризовані розрахункові моделі корпусів силових гідроциліндрів;
- 3) створити СПМК «Гідроциліндр»;
- 4) здійснити дослідження впливу окремих чинників на НДС корпусів силових гідроциліндрів;
- 5) розробити рекомендації із поліпшення проєктно-технологічних рішень корпусів силових гідроциліндрів та здійснити експериментальну перевірку їх ефективності.

Загальна методологія чисельних досліджень напружено-деформованого стану корпусів силових гідроциліндрів. Складність створення методології чисельних досліджень НДС корпусів силових гідроциліндрів полягає в тому, що необхідно розробити такий її варіант, який враховуватиме багатоваріантність і багатокомпонентність досліджуваних станів. Також побудована методологія повинна мати універсальний характер, завдяки якому можна було би здійснювати дослідження різних об'єктів при дії різних навантажень. Під відмінностями досліджуваних елементів корпусів силових гідроциліндрів необхідно мати на увазі, з одного боку, урахування складнопрофільності досліджуваних об'єктів, а з іншого боку, – складну структуру, оскільки у них досить багато елементів, які містять матеріали із властивостями, що різко відрізняються. Прикладами таких елементів можуть бути паяні корпуси гідроциліндрів. Одночасно з цим розроблена методологія має забезпечувати урахування не лише різних типів навантаження, але і характеру, а також багатоваріантності та багатокомпонентності.

У ході досліджень пропонується використати метод узагальненого параметричного моделювання [20]. Це викликано тим, що використання узагальненого параметричного підходу дає можливість варіювати не лише загальноприйнятій (традиційній) набір параметрів, таких як: геометричні параметри, величини і типи навантажень, фізико-механічні властивості, але і види конструкторських та технологічних рішень, характерні особливості розрахункових схем; також можна віднести до варіюваних параметрів тип аналізу. Перераховані позитивні якості застосування узагальненого параметричного підходу до дослідження НДС елементів корпусів силових гідроциліндрів дають можливість у цій роботі проаналізувати тіла, які складаються із матеріалів із фізико-механічними властивостями, які різко відрі-

нюються.

У роботі пропонується використання узагальненого параметричного підходу до дослідження цих об'єктів, побудованого на модульності стандартних CAD/CAM/CAE систем. При цьому варіювання відповідних параметрів відбувається у рамках відповідного модуля, який у свою чергу істотно спрощує дослідження в цілому. Для цього будується певний структурований внутрішній алгоритм команд в кожному окремо взятому модулі, який визначає набір структурних параметрів в системах високого рівня CAD/CAM/CAE для створення відповідних розрахункових схем. Такий підхід дає можливість створити структуру цілеспрямованого варіювання початкових параметрів, які визначають характеристики досліджуваного об'єкту, оскільки у процесі дослідження стає можливим оперувати не лише із складноформалізованими даними, але і при цьому враховувати складні багаторівневі зв'язки між ними.

Модульність комплексного підходу досліджень у роботі пропонується реалізувати таким чином: для побудови геометричних моделей пропонується використати SolidWorks – програмний комплекс автоматизованого проєктування (CAD) у зв'язці з універсальною сучасною системою інженерного аналізу (CAE) ANSYS Workbench, побудованою на використанні скінченно-елементного аналізу.

Процедура дослідження полягала у побудові геометричних моделей корпусів силових гідроциліндрів за заданим технічним завданням, технічними і експлуатаційними характеристиками. Геометрична модель містить параметри L_i , які описують конструкторські та технологічні рішення за габаритними розмірами, профілем елемента тощо. Далі побудовані геометричні моделі експортуються у розрахунковий програмний комплекс для створення подальших скінченно-елементних моделей з параметрами R_i , F_i , K_i , O_i , що описують фізико-механічні властивості матеріалів, з яких виконані досліджувані об'єкти, навантаження і граничні умови, типи і розміри скінченних елементів, використовуваних для дискретизації досліджуваних об'єктів тощо.

Таким чином, створені геометричні і скінченно-елементні моделі формують розрахункові схеми, за якими далі здійснюються відповідні розрахунки із визначення компонент НДС. Далі здійснюються одиничні тестові розрахунки з певним набором параметрів L_i , R_i , F_i , K_i і O_i . Після здійснення одиничних тестових досліджень виконується аналіз отриманих результатів і слідє ухвалення рішення про здійснення подальших досліджень із варіюванням окресленого масиву параметрів. Здійснення тестових досліджень відбувається до обчислення раціонального набору варіюваних параметрів, які визначають виконання критеріїв і обмежень із умов міцності, жорсткості, працездатності, матеріаломісткості. На рис. 1 наведена загальна структура чисельних досліджень.

На завершальному етапі у співставленні із чисельними результатами аналізуються результати експериментального дослідження НДС корпусів силових гідроциліндрів.

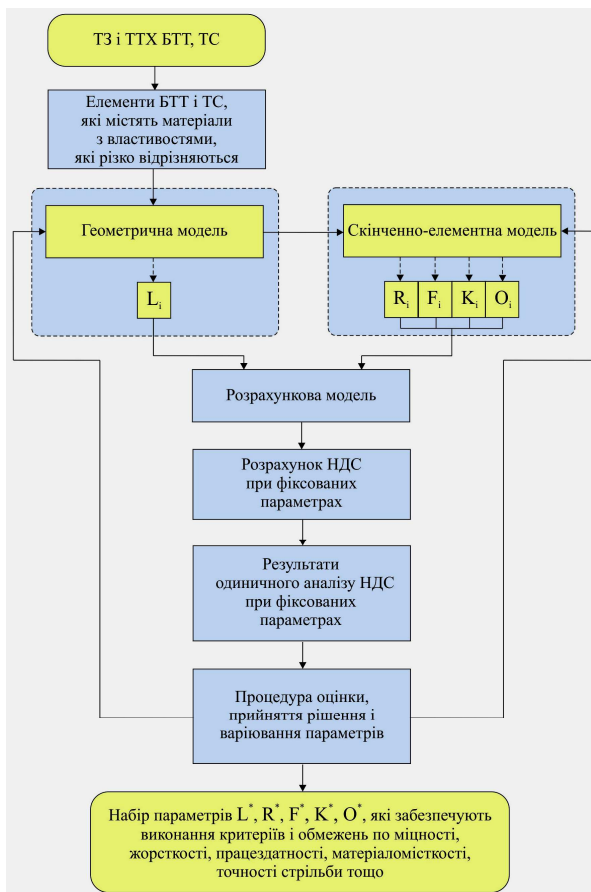


Рисунок 1 – Структурна схема етапів чисельних досліджень елементів бронетанкової техніки і технологічних систем

Математична модель напружено-деформованого стану корпусів силових гідроциліндрів. Корпус силового гідроциліндра є об'єктом, що складається із матеріалів із фізико-механічними властивостями, які різко відрізняються.

Враховуючи при цьому широкий комплекс варіюваних чинників, приходимо до появи величезної кількості різноманітних задач і неминучості здійснення масштабних досліджень із визначення НДС елементів, які описують багатоваріантність конструкторських та технологічних параметрів, багатоконпонентність структури досліджуваних об'єктів і різноманітність навантажень, що діють на них.

Враховуючи відмічену різноманітність виникаючих задач аналізу процесів і станів досліджуваних об'єктів складної структури, важливо визначити єдиний підхід до математичного та чисельного моделювання цих процесів і станів. Це істотно спростило би розв'язання одиничних задач аналізу, з одного боку, а з іншого, – підвищило б ефективність розв'язання серій подібних задач.

Подібного типу критеріям задовольняють варіаційні постановки. Це обумовлено, по-перше, їх універсальною застосовністю, а по-друге, адаптивністю до чисельної реалізації.

Слідуючи надалі роботі [21], приходимо до варіаційної постановки задачі, яка базується, наприклад, на принципі віртуальної роботи, що полягає у рівності нулю усіх віртуальних робіт від усіх зовнішніх і внутрішніх сил, які діють на систему:

$$\delta^1 L = 0, \quad L = U - A. \quad (1)$$

Тут потенціальна енергія для усього тіла V визначається як:

$$U = \iiint_V w dV = \frac{1}{2} \iiint_V \{\sigma\}^T \{\epsilon\} dV. \quad (2)$$

Вектори напружень $\{\sigma\}$ і деформацій $\{\epsilon\}$ записуються в наступному вигляді відповідно [21]:

$$\begin{aligned} \{\sigma\}^T &= \{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}\}, \\ \{\epsilon\}^T &= \{\epsilon_{xx}, \epsilon_{yy}, \epsilon_{zz}, \epsilon_{xy}, \epsilon_{yz}, \epsilon_{zx}\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Роботу зовнішніх сил A можна записати у наступному вигляді:

$$A = \iiint_V \{Q\}^T \{u\} dV + \iint_{S_\sigma} \{P\}^T \{u\} dS. \quad (4)$$

Як було відмічено вище, для відшукування невідомих застосовуються методи дискретизації, одним з яких є МСЕ, який може інтерпретуватися як варіант методу Релея-Рітца. Суть цього методу полягає в побудові поля переміщень у вигляді ряду розкладання в деякій системі координатних функцій [21]. Тоді, вводячи до розгляду як основні невідомі масив вузлових параметрів $\{q_i\}$, що відповідають вузлам скінченно-елементних моделей, та використовуючі відомі співвідношення [21], функціонал повної енергії (1) можна подати у вигляді квадратичної форми.

$$L = \sum_m L^m = \frac{1}{2} \{q\}^T [K] \{q\} - \{F\}^T \{q\}. \quad (5)$$

Вектор $\{q\}$ містить вузлові значення переміщень точок усього тіла, $[K]$ – матриця жорсткості усього тіла, $\{F\}$ – вектор вузлових сил для усієї системи.

Рівність нулю першої варіації (5) повної енергії перетвориться у систему алгебраїчних рівнянь:

$$[K] \{q\} = \{F\}. \quad (6)$$

Розв'язавши систему (6), знаходимо значення вектора $\{q\}$, які дають можливість однозначно визначити поле переміщень, яке, у свою чергу, дасть можливість визначити деформації і напруження в системі.

Основною особливістю підходу, що пропонується у цій роботі, є подання об'єкту досліджень залежним від набору узагальнених параметрів p , який містить традиційні параметри P та структури S . Це дає можливість шляхом цілеспрямованого варіювання досягати більш прогресивних проектно-технологічних рішень досліджуваних об'єктів, зокрема, корпусів силових гідроциліндрів.

Комп'ютерна реалізація спеціалізованого програмно-модельного комплексу «Гідроциліндр». Наведений вище математичний апарат дає можливість розглядати широкий клас задач дослідження елементів конструкцій, що складаються з матеріалів, які різко відрізняються фізико-механічними властивостями, з урахуванням багатокомпонентного і різнотипного навантаження, а також враховувати різні моделі опису фізико-механічних властивостей. При цьому, з огляду на спрощення і допущення у дослідженнях цих комбінованих елементів, необхідно сформулювати загальні вимоги до здійснення моделювання і досліджень таких задач: створення параметричних геометричних і скінченно-елементних моделей досліджуваних корпусів силового гідроциліндра; визначення всіх компонент силового впливу та граничних умов на досліджуваний об'єкт; урахування фізико-механічних властивостей, які різко відрізняються, і різних моделей опису поведінки матеріалів.

Одним із основних вимог, які пред'являються до створюваного СПМК, є можливість автоматизації наступних етапів дослідження: побудова коректних геометричних, чисельних і математичних моделей; можливість здійснення розрахунків у автоматизованому режимі; створення бази даних побудованих моделей, отриманих результатів і прийнятих рішень.

У роботі пропонується зв'язка стандартних ін-

женерних і математичних програмних продуктів, які утворюють СПМК «Гідроциліндр» для здійснення досліджень. Апаратна складова комплексу створена на основі кластера із високопродуктивних робочих станцій, а програмне забезпечення складається з CAD системи SolidWorks (використовуваної для побудови геометричних моделей) із подальшою передачею моделі в CAE систему ANSYS Workbench (використовуваної для здійснення всебічних досліджень), а також використовується математичний пакет MAPLE для побудови математичних рівнянь, які описують умови навантаження, і програмний продукт Microsoft Excel для обробки результатів та побудови їх у вигляді графіків, таблиць і діаграм.

Використання цієї зв'язки програмних продуктів дає можливість істотно зменшити витрати часових ресурсів, а, отже, і матеріальні ресурси на початкових етапах життєвого циклу корпусу силового гідроциліндра. Цей СПМК дає можливість реалізувати алгоритм узагальненого параметричного підходу на етапах проектування, технологічної підготовки та дослідження цього об'єкту. У свою чергу, це дає можливість сформувати відповідну спеціалізовану базу даних (БД), ґрунтуючись на проведенні багатоваріантних досліджень корпусів силового гідроциліндра і технологічних систем для їх виробництва. Структурна схема СПМК наведена на рис. 2.

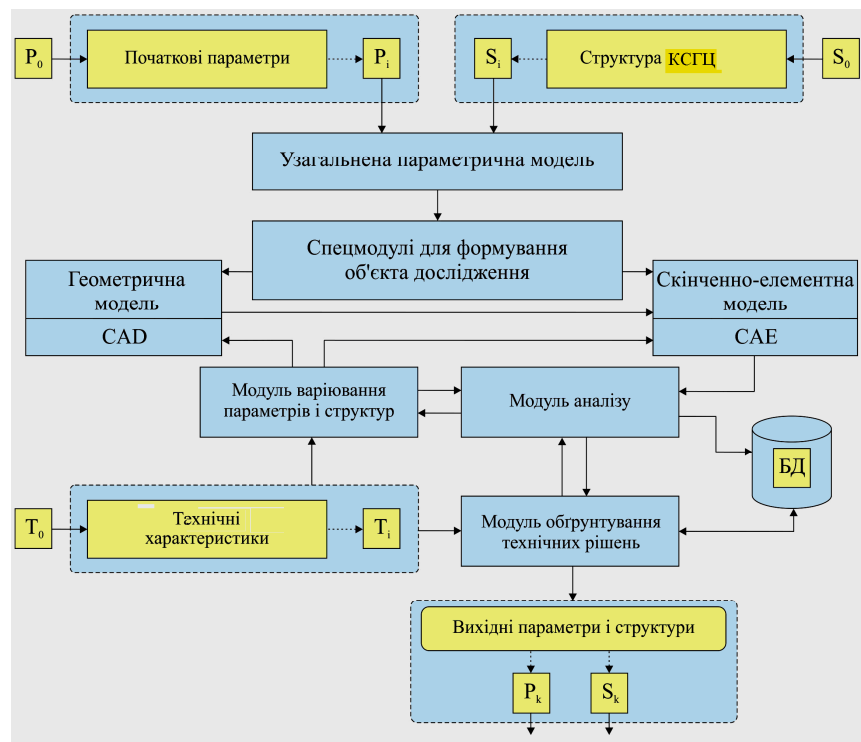


Рисунок 2 – Структурна схема СПМК «Гідроциліндр» для аналізу НДС корпусів силових гідроциліндрів

Підвищення міцності та жорсткості елементів корпусів силових гідроциліндрів. Предметом дослідження є НДС корпусів силових гідроциліндрів для закріплення деталей, що обробляються.

При виготовленні елементів сучасних машин, у т.ч. озброєння і військової техніки, застосовуються матеріали з високими механічними і фізико-механічними властивостями. Таким чином, при тех-

нологічних операціях точіння, свердління, фрезерування виникають більш інтенсивні умови різання. Це вимагає значних зусиль закріплення заготовок в оснащенні, а це означає – високого тиску у силових гідроциліндрах, які ці зусилля створюють. З іншого боку, прагнення до більшої технологічності виробництва самих гідроциліндрів змушує виготовляти їх паяними.

Природним чином при дослідженні НДС паяного корпусу гідроциліндра виникає низка допоміжних задач. Розв'язання допоміжних задач дасть можливість розібратися і зрозуміти суть впливу окремих чинників, а також виявити основні чинники, які впливають на зміни, які відбуваються в НДС при варіюванні конструктивних параметрів або фізико-механічних властивостей матеріалів, із яких складається корпус гідроциліндра. У цьому підрозділі буде розглянута низка допоміжних задач, наприклад, таких як: зміна довжини паяного шва і вибір матеріалу припою у з'єднувальному шві, вплив габаритних розмірів на НДС, застосування футерувального шару і вибір різних матеріалів для цього шару тощо.

У роботі на розвиток [16–18] описано комплексне дослідження НДС паяних корпусів гідроциліндра, воно розділено на 6 частин: у першій частині розглядається вплив довжини з'єднувального шва на НДС усього корпусу, у другій – НДС корпусів при використанні різних матеріалів як припою у з'єднувальному шві, у третій – розгляд впливу габаритних розмірів на НДС, у четвертій – результати застосування футерувального шару з різних пластиків, у п'ятій – результати дослідження НДС паяного корпусу гідроциліндра у тривимірній і двовимірній (осесиметричній) постановках, у шостій – дослідження НДС тривимірної моделі корпусу гідроциліндра.

Вплив довжини паяного шва на НДС корпусу гідроциліндра. Дослідження НДС гідроциліндрів привело до появи нових конструктивних і технологічних рішень, таких як паяні корпуси силових гідроциліндрів [11, 13].

Довжина шва є технологічним параметром, який впливає на сам процес пайки. У цей самий час вона очевидним чином впливає на НДС корпусу в цілому і самого шва. У зв'язку з цим необхідно досліджувати вплив цього параметра на НДС корпусу гідроциліндра.

Вплив довжини паяного шва з'єднання гільзи і кришки в корпусі гідроциліндра на його напружено-деформований стан розглядався при фіксованих параметрах, які визначають габаритні розміри корпусу. Схема поперечного перерізу цієї моделі наведена на рис. 3, значення параметрів – у табл. 1.

Таблиця 1 – Конструктивні параметри корпусу гідроциліндра

i	d_i , мм	z_i , мм	h_i , мм
1	16	4	1,5
2	28	13	0,1
3	32	14,5	–
4	37	var	–
5	44	30	–
6	–	55	–

Набір параметрів d_i, z_i, h_i повністю визначає геометрію корпусу циліндра. Тут d_i – діаметри, z_i – висоти, h_i – товщини, футерувального шару і з'єднувального шва пайки.

При цьому параметр z_4 , який визначає довжину шва уздовж корпусу циліндра, набував наступних значень $z_4 = 14,5; 14,65; 20; 25; 40$ мм.

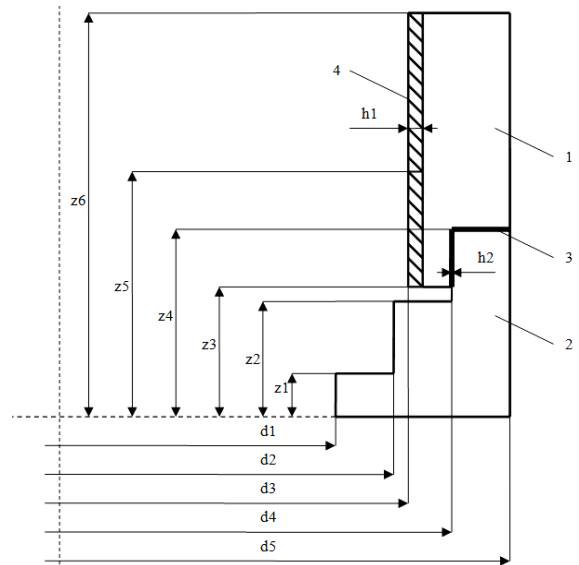


Рисунок 3 – Схема поперечного перерізу паяного корпусу гідроциліндра:

1 – труба заготовка (гільза), 2 – донна заготовка (днище, кришка), 3 – з'єднувальний шов (шар припою), 4 – футерувальний шар

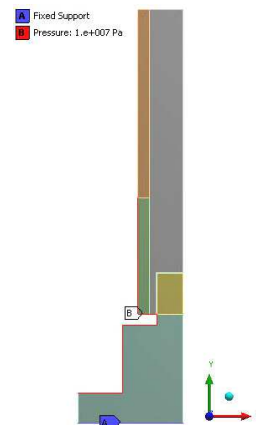


Рисунок 4 – Переріз корпусу гідроциліндра із зовнішніми навантаженнями

Зовнішнє навантаження було здійснене шляхом прикладання внутрішнього тиску, що дорівнює 10 МПа, і жорсткого затискання нижньої грані при $z = 0$. На рис. 4 представлений переріз корпусу гідроциліндра із зовнішніми навантаженнями.

Фізико-механічні характеристики матеріалів, використовуваних у розрахунках НДС елементів корпусів гідроциліндрів, наведені у табл. 2.

Для здійснення розрахунків були побудовані скінченно-елементні моделі, які налічували, залежно від довжини шва, від 63 до 90 тис. елементів (задачі розглядалися в осесиметричній постановці). На рис. 5 наведені фрагменти скінченно-елементних сіток для моделей з різними значеннями z_4 (14,5 мм і 14,65 мм) поблизу з'єднувального шва.

Таблиця 2 – Фізико-механічні характеристики матеріалів

Область корпусу гідроциліндра (див. рис. 3)	Модуль пружності E , МПа	Коефіцієнт Пуассона ν
Сталь (область 1, 2)	$2 \cdot 10^5$	0.29
Мідь (область 3)	$1,1 \cdot 10^5$	0.32
Акрил (область 4)	$3 \cdot 10^3$	0.39

У результаті здійснення низки досліджень із варіювання довжини з'єднувального шва були отримані максимальні еквівалентні напруження за Мізесом і переміщення в елементах корпусу гідроциліндра. У табл. 3 і на рис. 6 наведені значення потрібних величин, максимальних еквівалентних напру-

жень за Мізесом (МПа) в елементах корпусу гідроциліндра і характер зміни максимальних повних переміщень уздовж зовнішньої кромки стінки корпусу гідроциліндра, в мкм, відповідно.

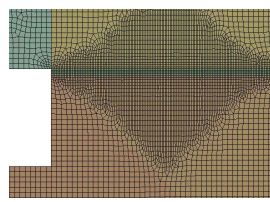
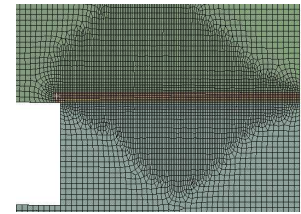
СЕМ при $z_4 = 14,5$ СЕМ при $z_4 = 14,65$

Рисунок 5 – Скінченно-елементна модель у зоні поблизу шва

Таблиця 3 – Визначені розрахунковим шляхом значення еквівалентних напружень за von Mises в елементах корпусу гідроциліндра

№ розрахункової схеми	Значення параметра z_4 , мм	Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом в з'єд. шві, МПа	Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом у футерувальному шарі, МПа	Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом в гільзі, МПа
1	14,5	28,6	4,779	45,64
2	14,65	17,1	4,780	45,69
3	20	22,8	4,783	46,09
4	25	23,1	4,784	46,31
5	40	23,2	4,782	46,31

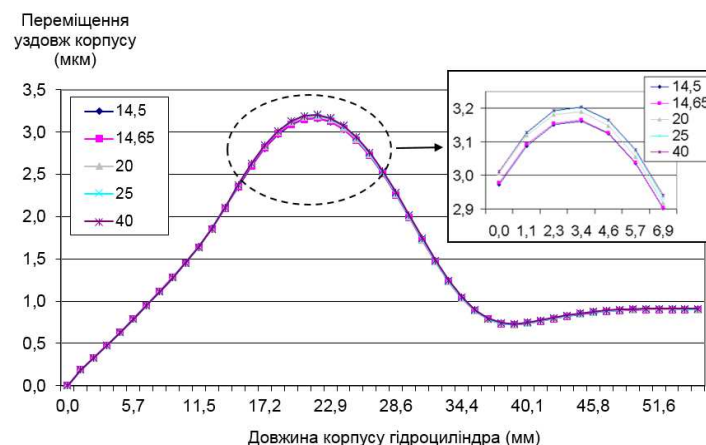


Рисунок 6 – Повні переміщення уздовж зовнішньої твірної корпусу (у мкм)

Отримані значення напружень були взяті з основної частини матеріалу елементів корпусів гідроциліндра, оскільки в силу геометричної форми корпусу в результаті прикладання навантаження виникають концентратори напружень, значення в яких перевищують в рази, а то і на порядки номінальні. Концентратори напружень для деяких розрахункових схем представлені на рис. 7. Розгляд напружень у місцях концентрації вимагає проведення додаткових досліджень; так, варіювання розміром скінченного елемента може привести до істотних змін рівня отримуваних у розрахунках напружень.

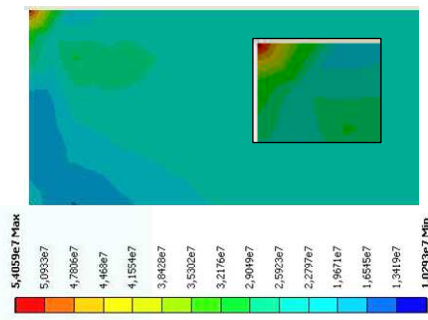
З розгляду отриманих напружень видно, що в елементах корпусу гільзи та у футерувальному шарі вони практично однакові для усіх розрахункових

моделей. Проте, з аналізу отриманих напружень, які виникають в з'єднувальному шві, видно, що для першої розрахункової схеми (при $z_4 = 14,5$ мм) напруження найбільші, а для другої (при $z_4 = 14,65$ мм) – найменші, для інших же моделей напруження показали мінімальний розкид між собою.

З аналізу отриманих переміщень можна зробити висновок, що переміщення уздовж зовнішньої кромки корпусу практично однакові для усіх розрахункових схем.

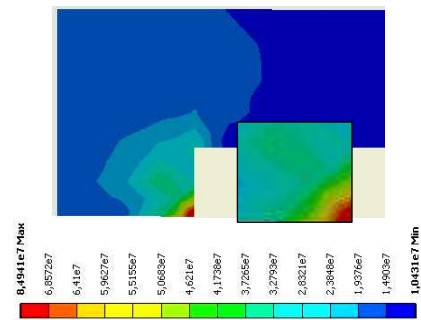
Аналіз отриманих результатів дослідження паяних корпусів гідроциліндрів за різної довжини паяного з'єднувального шва кришки і гільзи дає можливість зробити висновок: довжина шва практично не

впливає на характер переміщень, які виникають в усьому корпусі гідроциліндра, а також на напружений стан корпусу в цілому. Аналогічні висновки



Перша розрахункова схема

відносно напружено-деформованого стану корпусів гідроциліндра, що були отримані іншими авторами [15].



Друга розрахункова схема

Рисунок 7 – Розподіл еквівалентних напружень у районі концентратора

Напружено-деформований стан корпусів гідроциліндрів при використанні різних матеріалів у з'єднувальному шві. Одним із напрямків дослідження напружено-деформованого стану корпусів гідроциліндра було вивчення впливу на нього зміни складу матеріалу, використовуюваного у з'єднувальному шві гільзи і кришки. Для цього дослідження були розглянуті три різні матеріали, які відповідають за своїми фізико-механічними властивостями міді, алюмінію і свинцю. Фізико-механічні властивості використовуваних як припій матеріалів наведені у табл. 4. Габаритні розміри для геометричної моделі корпусу гідроциліндра визначалися фіксованими параметрами, які зведені у табл. 5.

Таблиця 4 – Фізико-механічні характеристики матеріалів

Матеріал	Модуль пружності E , МПа	Коефіцієнт Пуассона ν
«Алюміній»	$7,05 \cdot 10^4$	0,34
«Мідь»	$1,1 \cdot 10^5$	0,32
«Свинець»	$2 \cdot 10^4$	0,42

Таблиця 5 – Конструктивні параметри корпусу гідроциліндра

i	d_i , мм	z_i , мм	h_i , мм
1	16	4	1,5
2	28	13	0,1
3	32	14,5	–
4	37	25	–
5	44	30	–
6	–	55	–

Геометрична і скінченно-елементна моделі наведені на рис. 8, а, б, а на рис. 8, в – схема навантаження (внутрішнім тиском 10 МПа) і закріплення (уздовж нижньої кромки корпусу).

У ході досліджень були визначені максимальні значення еквівалентних напружень за Мізесом і повні переміщення уздовж зовнішньої кромки корпусу гідроциліндра. У табл. 6 представлені значення максимальних еквівалентних напружень в елементах

корпусу гідроциліндра.

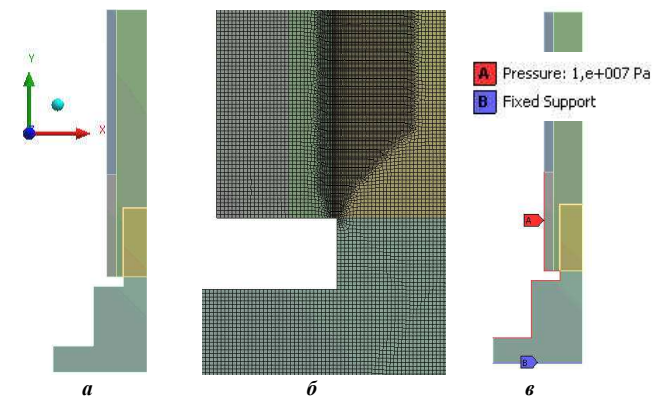


Рисунок 8 – До питання дослідження напружено-деформованого стану корпусів гідроциліндрів: а – 2D геометрична модель; б – область скінченно-елементної моделі зі згущенням; в – умови навантаження і закріплення моделі

Таблиця 6 – Максимальні значення еквівалентних напружень у елементах корпусу гідроциліндра

Матеріал, використовуваний у шві	Значення параметра z_4 , мм	Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом, МПа		
		у з'єд. шві	у футерувальному шарі	у гільзі
«Алюміній»	25	15,4	4,79	46,5
«Свинець»		5,14	4,79	46,9
«Мідь»		23,15	4,63	46,31

На рис. 9 – розподіли повних переміщень уздовж зовнішньої кромки корпусу гідроциліндра.

З аналізу отриманих результатів видно, що вибір матеріалу практично не впливає на розподіл переміщень уздовж зовнішньої кромки корпусу гідроциліндра, але отримані еквівалентні напруження у з'єднувальному шві істотно різні: удвічі напруження у шві із «міді» перевищує напруження у шві зі «свинцю», але при цьому максимальні повні переміщення в корпусі зі свинцевою пайкою вищі, ніж у кор-

пусах із мідною і алюмінієвою пайкою. З аналізу отриманих максимальних значень еквівалентних

напружень для гільзи і у футерувальному шарі видно, що зміни значень несуттєві – менші 0,5%.

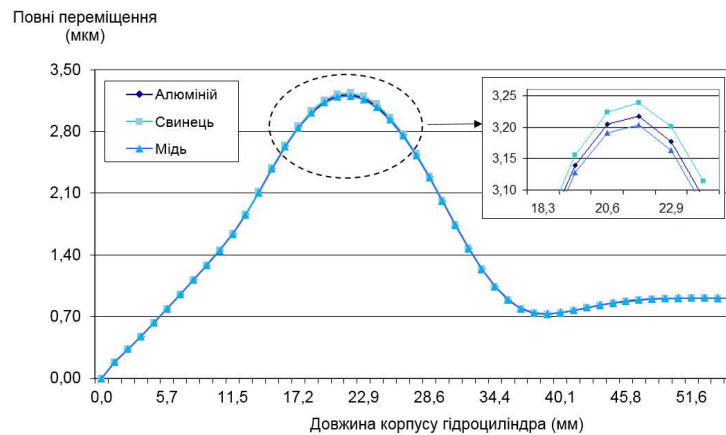


Рисунок 9 – Повні переміщення уздовж зовнішньої твірної корпусу (мкм)

Вплив габаритних діаметрів на напружено-деформований стан корпусів гідроциліндрів. Однією із задач дослідження механічної поведінки корпусів гідроциліндрів було вивчення впливу на НДС і на масу конструкції зміни значень параметрів, які описують зовнішню форму і габарити корпусу, оскільки зменшення маси призводить до зменшення значення зовнішнього діаметру D , а збільшення міцності, як правило, вимагає зростання D . Таким чином, необхідно знайти оптимальні значення для зовнішнього D і внутрішнього D_1 діаметрів. З цією метою були створені дві розрахункові схеми, в яких усі габаритні параметри визначалися відносно двох параметрів, а саме внутрішнього D_1 і зовнішнього D діаметрів. Формули для обчислень інших величин і межі їх змін наведені нижче:

1) зовнішній діаметр D : $D = 12 \div 350$ мм;

2) внутрішній діаметр D_1 : $D_1 = 10 \div 100$ мм,

$D_1 < D$;

3) товщина стінки циліндра
 $H : H = (D - D_1) / 2$;

4) товщина акрилового шару
 $H_1 : H_1 / H = 0,05; 0,1; 0,2; 0,3$;

5) довжина циліндра L : $L = D \div 3D$;

6) товщина дна циліндра L_1 : $L_1 = H$;

7) висота виточки на дні циліндра $L_0 : L_0 = H$;

8) діаметр виточки D_2 : $D_2 = 2H_1 + D_1$.

Для першої розрахункової схеми було прийнято співвідношення для довжини $L = 3D$, а для другої – $L = 2D$, для товщини акрилового шару було прийнято H_1 : $H_1 / H = 0,3$ для обох моделей. При варіюванні діаметрів у другій розрахунковій схемі діапазон прийнятих величин був розширений.

Побудовані скінченно-елементні моделі, які описують геометрію з різними визначальними значеннями зовнішнього D і внутрішнього D_1 діаметрів, варіювалися від 20 тис. до 100 тис. елементів. Навантаження і закріплення здійснювалося аналогічно, як і для раніше розв'язаних задач (див. вище рис. 8, 6).

У результаті розрахунків були отримані максимальні еквівалентні напруження за Мізесом і максимальні повні переміщення у корпусі гідроциліндра. Отримані значення величин наведені у табл. 7 для різних параметричних моделей відповідно. На рис. 10 і 11 зображені розподіли переміщень уздовж зовнішньої сторони корпусу, в мкм, для двох розрахункових схем відповідно.

Таблиця 7 – Конструктивні параметри та максимальні еквівалентні напруження, МПа, і переміщення, мкм, у корпусі гідроциліндра для різних розрахункових схем

№ скінченно-елементної моделі	Значення діаметрів, мм		Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом у корпусі, МПа	Максимальні повні переміщення у корпусі, мкм
	зовнішній	внутрішній		
<i>перша розрахункова схема</i>				
1.1	150	100	46,2	25,64
1.2	150	60	31,1	35,44
1.3	120	70	39,6	21,61
1.4	100	60	40,6	17,63
1.5	80	40	35,0	16,14
1.6	60	25	31,5	13,75
1.7	40	20	35,3	8,07
1.8	30	20	46,2	5,13
1.9	15	10	46,2	2,56

№ скінченно-елементної моделі	Значення діаметрів, мм		Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом у корпусі, МПа	Максимальні повні переміщення у корпусі, мкм
	зовнішній	внутрішній		
<i>друга розрахункова схема</i>				
2.1	350	100	28,0	79,9
2.2	200	50	26,0	61,53
2.3	150	100	44,7	25,64
2.4	150	60	30,6	35,72
2.5	120	70	39,2	21,59
2.6	100	60	40,4	17,61
2.7	80	40	34,8	16,24
2.8	60	25	31,4	13,9
2.9	40	20	35,0	8,12
2.10	30	20	46,2	5,13
2.11	15	10	46,2	2,56

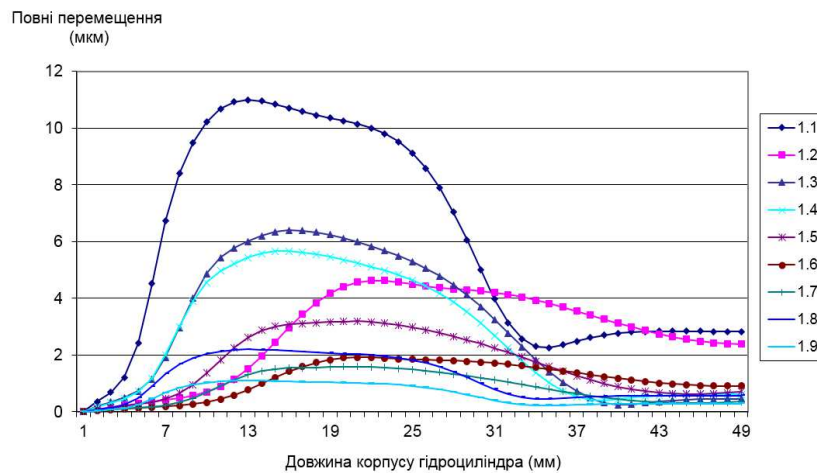


Рисунок 10 – Розподіли повних переміщень, мкм, для першої розрахункової схеми

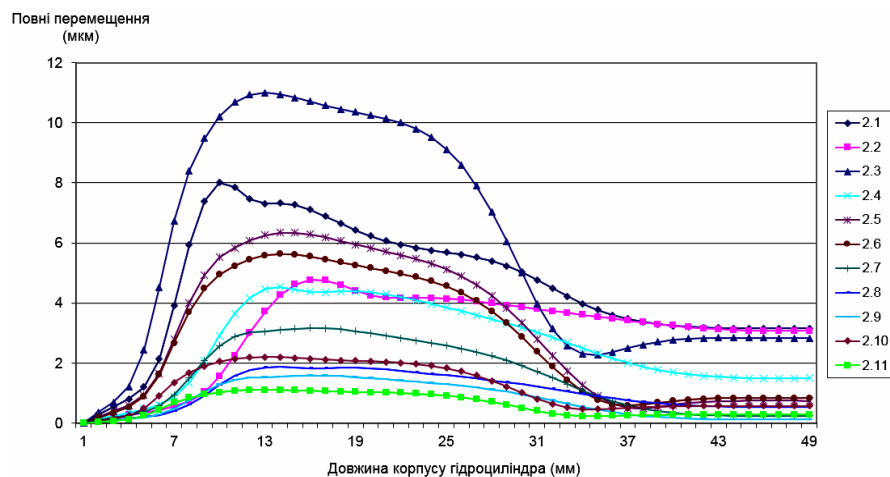


Рисунок 11 – Розподіли повних переміщень, мкм, для другої розрахункової схеми

Аналіз отриманих результатів моделювання реакції корпусів гідроциліндрів на навантаження, що визначаються набором параметрів із співвідношень (1)–(8), дає можливість зробити наступні висновки:

- оскільки максимальне еквівалентне напруження не перевищує 133 МПа, можна стверджувати, що конструкція із заданими параметрами гарантує роботу матеріалів у пружній області;
- максимальні повні переміщення уздовж зовнішньої стінки корпусу зі зменшенням діаметру

зменшуються (див. табл. 7);

- характер розподілу напружень і переміщень в корпусі гідроциліндрів подібні для двох розрахункових схем, і, відповідно, для усіх скінченно-елементних моделей.

Вплив футерувального шару на напружено-деформований стан корпусу гідроциліндра. Окрім застосованого технологічного рішення (пайка корпусу з двох складових – гільзи і кришки), було застосовано ще одне рішення – покривати внутрішню

поверхню пластмасами. Застосування такого рішення дає можливість поліпшити технологічні та експлуатаційні властивості корпусу гідроциліндра, а також позбавляє від трудомістких і/або дорогих фінішних обробок.

Для цього дослідження була узятa геометрична модель корпусу гідроциліндра із фіксованими габаритними розмірами із дослідження НДС корпусу гідроциліндра при використанні різних матеріалів у з'єднувальному шві. Фіксовані параметри наведені у табл. 5. Геометрична і скінченно-елементна моделі наведені на рис. 8, а також модель з прикладеними навантаженнями і закріпленнями відповідно (див. вище).

Товщина футерувального шару, який задається від внутрішньої поверхні на глибину, набувала значення, що дорівнює 1,5 мм. Як варіанти для футерувального шару були розглянуті різні матеріали, такі як акрил, пластмаса КП-1, також були розглянуті варіанти із футерувальним шаром зі сталі і без футерувального шару. Характеристики матеріалів – у табл. 8. При цьому досліджуваний об'єкт є складним тілом, у якому матеріали мають різні модулі

пружності, відмінності складають від 2-х до 3-х порядків, залежно від розрахункової схеми (з використанням акрилу або пластмаси КП-1). У табл. 9 наведені результати розрахунків корпусів силових гідроциліндрів із футерувальним шаром (при варіюванні різних матеріалів як футерувального шару) і без нього. На рис. 12 наведені діаграми з повними переміщеннями уздовж зовнішньої кромки корпусу гідроциліндра для усіх розрахункових схем.

Таблиця 8 – Фізико-механічні характеристики матеріалів гідроциліндрів

Матеріал	Модуль пружності E , МПа	Коефіцієнт Пуассона ν
Пластмаса КП-1	$5,7 \cdot 10^2$	0,35
Акрил	$3 \cdot 10^3$	0,39
Мідь	$1,1 \cdot 10^5$	0,32
Сталь	$2 \cdot 10^5$	0,3

Таблиця 9 – Максимальні еквівалентні напруження у різних частинах корпусу гідроциліндрів

Елемент моделі	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа			
	«Акрил»	«КП-1»	«Сталь»	Без шару
Гільза	46,3	46,8	31,3	49,4
Шов	23,1	23,3	16,1	24,6
Кришка	40,5	40,8	27,8	43,2
Футер. шар	4,78	5,47	37,6	-

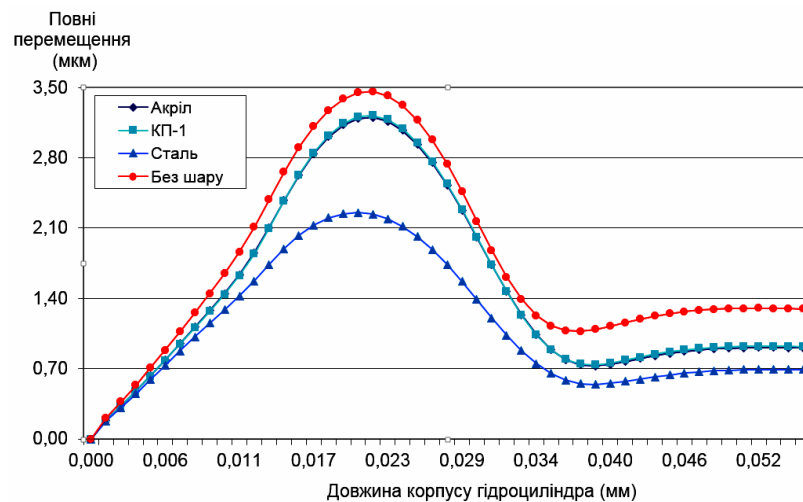


Рисунок 12 – Максимальні повні переміщення для усіх розрахункових схем (мкм) – розподіл уздовж твірної

Із аналізу результатів видно, що футерувальні шари, виконані із пластмаси КП-1 і акрилу, помітно послаблюють корпус гідроциліндра. Під впливом внутрішнього тиску футерувальний шар працює передавачем навантаження внутрішнього тиску на сталеву частину корпусу, причому напружений стан футерувального шару близький до картини всебічного стискання.

Із розгляду напружено-деформованого стану корпусу поза футерувальним шаром видно, що рівень напружень у ньому при використанні полімер-

них матеріалів у футерувальному шарі близький до такого, як для корпусу без футерувального шару. Футерувальний шар, виконаний із сталі, дає можливість понизити на 30% порівняно з полімерними матеріалами у футерувальному шарі, і на 35% – порівняно з конструкцією без шару. Це твердження справедливе і для розгляду максимальних еквівалентних напружень для інших елементів корпусу гідроциліндра, а саме – для гільзи і з'єднувального шва.

Аналіз напружено-деформованого стану силових корпусів з акриловими і пластмасовими покрит-

тями внутрішньої сторони засвідчив, що ці конструкції гарантують працездатність корпусів у пружній зоні при робочих навантаженнях.

При цьому аналіз результатів дає можливість зробити наступні висновки: максимальна інтенсивність напружень у силових корпусах не перевищує 50 МПа; матеріали, з яких виконані різні футерувальні шари корпусів (акрилові і пластмасові покриття), працюють в умовах, близьких до всебічного стикування, максимальне еквівалентне напруження, яке виникає у футерувальному шарі, не перевищує 5,5 МПа; максимальне значення повних переміщень для моделі без футерувального шару, що дорівнює 3,46 мкм, перевищує значення для корпусів з будь-яким футерувальним шаром.

Розв'язання задачі визначення напружено-деформованого стану корпусу гідроциліндра у тривимірній і двовимірній постановках. Разом з розглядом напружено-деформованого стану двовимірних моделей, яка описує механічну поведінку силових корпусів гідроциліндрів, була розглянута і геометрична модель корпусу у тривимірній постановці. У цій частині роботи була розглянута 1/4 корпусу гідроциліндра у тривимірній постановці, навантаженого внутрішнім тиском.

При побудові тривимірної моделі були використані ті ж геометричні параметри, що й у описаних вище дослідженнях, та результати яких викладені вище, при фіксованому значенні параметра $z_4 = 25$ мм. Фізико-механічні характеристики матеріалів були взяті з табл. 2 (див. вище).

Отримані результати були порівняні з результатами, отриманими для двовимірної постановки. Таким чином, були побудовані дві розрахункові схеми «2D» і «3D», що описують двовимірну (у осесиметричній постановці) і тривимірну постановки відповідно. На рис. 13 наведені геометричні і скінченно-елементні моделі для двох розрахункових схем відповідно. Скінченно-елементні моделі налічували 73 тис. елементів (220 тис. вузлів) і 2,2 млн. елементів (3,5 млн. вузлів) для «2D» і «3D» розрахункових схем відповідно.

Моделі навантажувалися внутрішнім тиском 10 МПа із зафіксованою нижньою частиною корпусу. Оскільки 3D модель є 1/4 частиною корпусу, на неї накладалися умови симетрії. На рис. 14 – моделі із зовнішнім навантаженням і закріпленням, а також умовами симетрії для двох постановок.

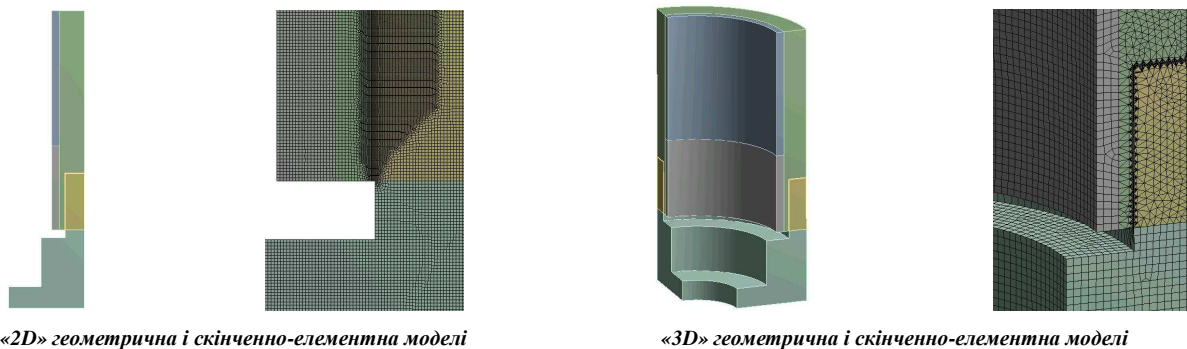


Рисунок 13 – Геометричні і скінченно-елементні моделі для двох постановок

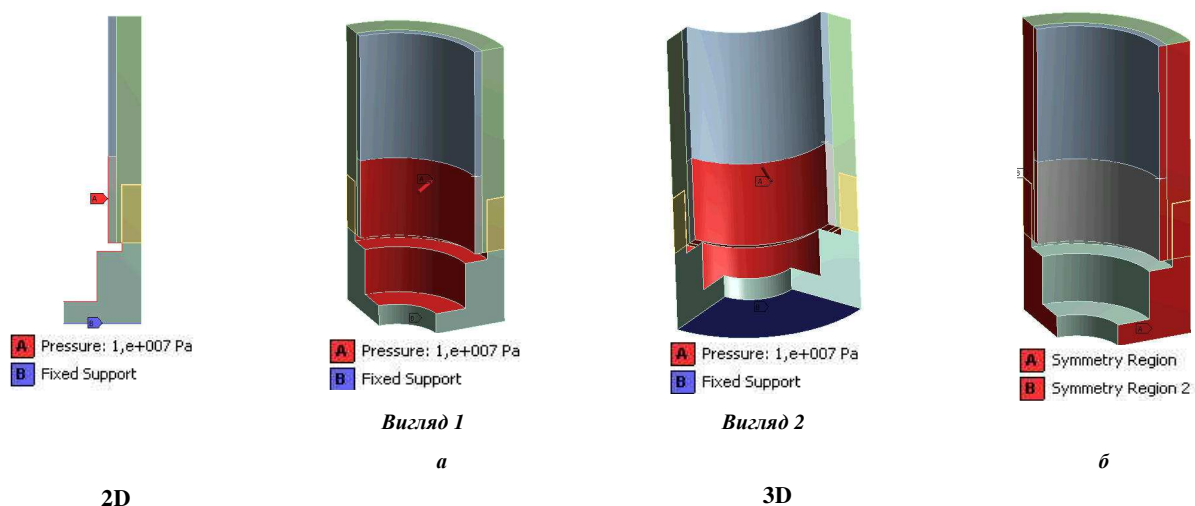


Рисунок 14 – Умови навантаження, закріплення (а) і симетрії (б)

У результаті дослідження були отримані компоненти НДС для елементів корпусу гідроциліндра. При цьому було здійснено порівняння отриманих результатів для двох постановок між собою. У табл. 10 наведені результати обчислених значень

максимальних еквівалентних напружень для різних складових силового корпусу гідроциліндра, для двовимірної і тривимірної постановок задачі.

Також на рис. 15 наведені повні переміщення уздовж зовнішньої кромки корпусу (у мкм).

Таблиця 10 – Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом, МПа

Мо- дель	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа		
	Футерувальний шар	З'єднувальний шов	Гільза
2D	4,784	23,1	46,31
3D	4,780	23,13	46,32

Аналіз результатів засвідчив, що максимальні напруження у різних частинах корпусу практично співпадають, різниця складає менше 0,01%. Максимальні повні переміщення уздовж зовнішньої твірної корпусу для обох постановок близькі за значеннями, проте величини отриманих переміщень для тривимірної моделі вищі на 1,5% значень для двовимірної моделі.

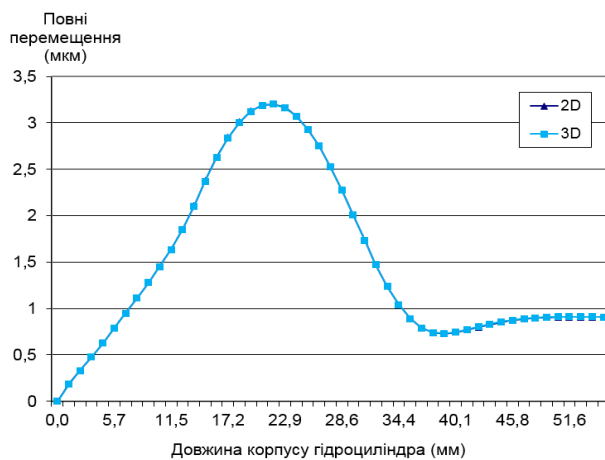


Рисунок 15 – Повні переміщення уздовж зовнішньої кромки корпусу гідроциліндра (мкм)

Таким чином, можна зробити висновок про нецільність використання моделі у тривимірній постановці, якщо є можливість цей об'єкт досліджувати в осесиметричній постановці, оскільки при використанні двовимірних варіантів істотно зменшується загальна розмірність скінченно-елементної моделі, а також зменшується час здійснення самих розрахунків.

Дослідження напружено-деформованого стану корпусу гідроциліндра у тривимірній постановці. За результатами проведених досліджень у попередньому підрозділі було продемонстровано задовільну відповідність результатів після проведення розрахунків компонент напружено-деформованого стану для двовимірної і тривимірної постановок, які описують силовий корпус гідроциліндра. Проте, при розгляді повної конструкції корпусу гідроциліндра немає можливості розглянути її у двовимірній постановці. Таким чином, далі пропонуються результати дослідження НДС корпусу гідроциліндра у тривимірній постановці, але з умовами симетрії.

На рис. 16 наведена досліджувана геометрична модель. В основу досліджуваної конструкції була покладена модель корпусу гідроциліндра із фіксованими габаритними розмірами (див. табл. 5). На рис. 16, б і 16, в – скінченно-елементна модель (яка налічувала 3,2 млн. елементів) і модель з прикладеними навантаженням (як навантаження прикладався

тиск 10 МПа) і закріпленням (на нижньому краї), а також виділена область з умовами симетрії.

За підсумками отриманих результатів були визначені максимальні значення еквівалентних напружень, отримані поля розподілу еквівалентних напружень за Мізесом (МПа) і повних переміщень (мкм) корпусу гідроциліндра.

На рис. 17 і 18 – корпус гідроциліндра з отриманими полями розподілу еквівалентних напружень за Мізесом (Па) і позначеною областю, в якій досягається максимальне значення еквівалентних напружень; ця область відповідає з'єднувальному шву, і максимум досягається на частині з'єднувального шва, який відповідає концентратору напружень.

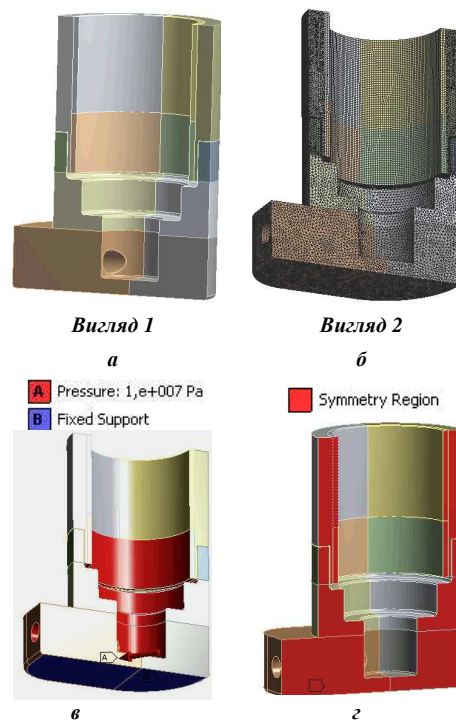


Рисунок 16 – До питання дослідження напружено-деформованого стану корпусу гідроциліндра у тривимірній постановці:

а – геометрична модель корпусу гідроциліндра; б – скінченно-елементна модель; в – схема навантаження і закріплення; г – умова симетрії

За результатами досліджень можна зробити наступні висновки:

1) застосована методологія дослідження напружено-деформованого стану корпусів гідроциліндра, що заснована на використанні узагальненого параметричного моделювання, що дає можливість варіювати достатню кількість параметрів, таких як: геометричні параметри, фізико-механічні властивості матеріалів тощо, а також отримати базу цих результатів, яка уможливіє визначити характерні закономірності зміни компонент НДС внаслідок зміни або варіювання параметрів моделі;

2) при переході від осесиметричної моделі до просторової дотримується властивість спадковості результатів, що служить побіжним обґрунтуванням точності побудованих моделей, а також можливості використання цих моделей у подальших розрахунках.

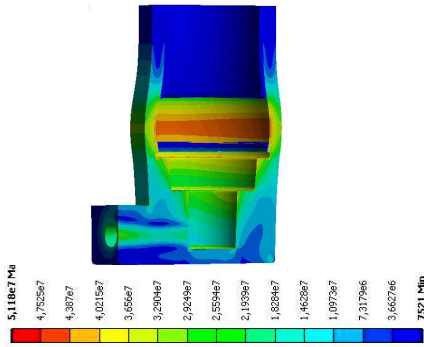


Рисунок 17 – Розподіл еквівалентних напружень у корпусі гідроциліндра (Па) (вигляд 2)

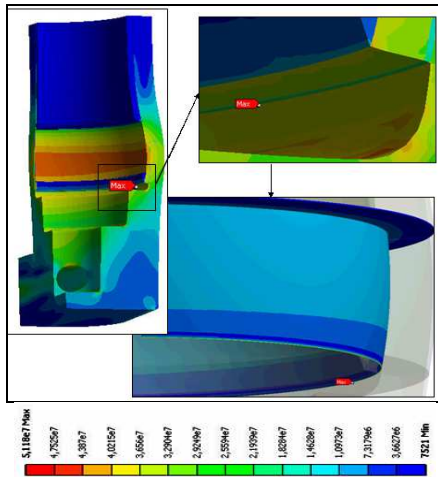


Рисунок 18 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у корпусі гідроциліндра з виділенням максимальним значенням (Па)

Розрахунково-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану корпусів гідроциліндра. Для цього дослідження було залучено результати попередніх досліджень, у ході яких розглядалися переміщення корпусу гідроциліндра під дією навантаження і напруження на його поверхні [12, 15, 22]. У ході експериментальних досліджень для побудови моделі корпусу гідроциліндра використовувався метод розширеної подоби [23, 24]. Цей метод полягає у побудові досліджуваної моделі з іншого матеріалу, але при цьому виготовлена модель має залишатись геометрично подібною натуральній. Основні вимоги, що пред'являються до матеріалу, полягають в тому, що при заданих умовах навантаження характеристики не виходять за межі пружної поведінки, оскільки моделювання непружної поведінки матеріалу призводить до певних труднощів. Далі були введені коефіцієнти подібності, які дали можливість установити зв'язок між натурним об'єктом і макетом. На рис. 19 – гідроциліндр і елементи системи механізації.

Для здійснення експерименту був побудований макет у повній відповідності з існуючою натуральною конструкцією корпусу гідроциліндра у масштабі 2:1. Як матеріал було вибрано оргскло. Вибір цього матеріалу дав змогу забезпечити лінійну залежність напружень у досліджуваному діапазоні внутрішнього тиску повітря (характеристики матеріалу $E = 2,7 \cdot 10^4$ МПа, $\nu = 0,35$). Навантаження здійснювалося шляхом подачі повітря під тиском у роботу

порожнину корпусу гідроциліндра. Переміщення деяких точок на поверхні корпусу гідроциліндра вимірювалося за допомогою індикаторів переміщення типу 1МІГ [22].



Рисунок 19 – Гідроциліндр і елементи системи механізації

Для порівняння отриманих експериментальних даних, які описують радіальні переміщення уздовж твірної корпусу гідроциліндра, були здійснені чисельні дослідження моделі, яка описує макет корпусу гідроциліндра в експериментальному дослідженні. На рис. 20 наведені радіальні переміщення за підсумками експериментальних і чисельних досліджень, перелічені на натуру, при різноманітному тиску $2 \div 10$ МПа (з кроком 2 МПа).

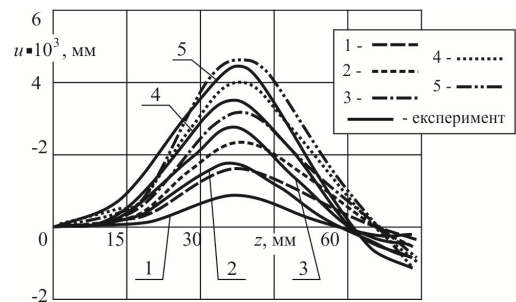


Рисунок 20 – Переміщення уздовж твірної корпусу гідроциліндра: 1–5 – отримані чисельно для тиску 2, 4, 6, 8, 10 МПа відповідно

Видно, що результати знаходяться у задовільній відповідності за характером розподілу і за величинами. Так, максимальні значення за даними, з одного боку, експерименту, а з іншого боку, – чисельних досліджень, різняться на величину $3 \div 5\%$.

Важливо, що відмітні риси, експериментально виявлені у розподілах переміщень (зокрема, хвилеподібний характер зростання з єдиним максимумом, наявність від'ємних радіальних переміщень на незакріпленому краю корпусу), присутні також і в даних, отриманих чисельно.

Висновки. Здійснений та описаний у роботі цикл досліджень напружено-деформованого стану корпусів силових гідроциліндрів дає підстави для таких висновків і рекомендацій.

1. У роботі запропоновано розширений підхід до досліджень НДС корпусів силових гідроциліндрів, що полягає у варіативному моделюванні досліджуваних корпусів, які задаються певним набором проектно-технологічних параметрів і структур. Зокрема, варійованими є: геометрична форма досліджуваного корпусу; структура, форма та розміщення

паяного шва, а також властивості його матеріалу; властивості матеріалу футерувального шару із пластику на внутрішній поверхні гідроциліндра; тип скінченно-елементної моделі тощо. Така варіативність дає можливість змінювати об'єкт досліджень та досягати більш високих його технічних характеристик.

2. Із залученням МСЕ та методу узагальненого параметричного моделювання створено СПМК «Гідроциліндр», що дає можливість здійснювати багатоваріантні дослідження НДС корпусів силових гідроциліндрів у автоматизованому режимі. Це створює переваги на етапах проектування досліджень і технологічної підготовки виробництва завдяки високій точності розрахункових моделей, зниженій тривалості розрахунків та обґрунтованості рекомендацій, що розробляються на їх основі.

3. Установлені закономірності НДС корпусів силових гідроциліндрів, що дало можливість обґрунтувати усі їх основні проектно-технологічні рішення: товщина стінки, форма паяного шва, властивості матеріалу футерувального шару тощо, які забезпечують низьку масу, високий коефіцієнт використання матеріалу, необхідний рівень міцності, жорсткості корпусу та ККД гідроциліндра.

4. Розроблені рекомендації із обґрунтування раціональних проектно-технологічних рішень корпусів силових гідроциліндрів.

5. Точність чисельного моделювання підтверджена збіжністю із даними експериментальних досліджень, а також практикою експлуатації гідроциліндрів із обґрунтованими рішеннями.

Список літератури

- Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O. and Zasiadko A. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020. 708(1), 012038.
- Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems with Orbital Hydraulic Motors. In: Nadykto V. (eds) *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 169-176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18.
- Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A. Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines. In: Nadykto V. (eds) *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 323–336.
- Voloshina A., Panchenko A., Boltvansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020. 732–741.
- Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O. and Caldare A. Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output Characteristics. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020. 42–51.
- Pavlenko I. V., Simonovskiy V. I., Demianenko M. M. Dynamic analysis of centrifugal machines rotors supported on ball bearings by combined application of 3D and beam finite element models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 233 012053.
- Zaluski P. Influence of Fluid Compressibility and Movements of the Swash Plate Axis of Rotation on the Volumetric Efficiency of Axial Piston Pumps. *Energies* 2022, 15(1), 298.
- Siwulski T. Comparative studies of the dynamic response of hydraulic cylinders with different hydraulic supply systems design. *Advances in Hydraulic and Pneumatic Drives and Control. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2020. P. 301–310.
- Destro M. C., De Negri V. J.: Method for combining valves with symmetric and asymmetric cylinders for hydraulic systems. *Int. J. Fluid Power*. 2018, 19(3). P. 126–139.
- Warzyńska U., Siwulski T.: Numerical analysis of the influence initial position of a piston on fluid exchange process in a hydraulic cylinder. In: Zolotarev I., Radolf V. (eds.) *Engineering Mechanics 2019: 25th international conference*, 2019. P. 403–406.
- Световой О.И., Кобзев А.С. Перенастраиваемая оснастка для гибких производственных систем. В сб.: *Прогрессивная технология, перенастраиваемая оснастка и инструмент. Материалы отраслевого научно-технического семинара*. Харьков. 1985. С. 21–25.
- Косенко В.В., Кобзев А.С. Прогрессивная технология изготовления составных корпусов гидроцилиндров высокого давления. *Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил*. 2012. Випуск 2(31). С. 114–118.
- Заяренко Е. И., Боровик А.И., Ткачук Н.А. Расчет паяных корпусов гидроцилиндров. *Вестник машиностроения*. 1987. № 7. С. 37–39.
- Косенко В.В., Кобзев А.С. Исследование микрораспределения компонентов стали 40Х в расплаве меди при пайке элементов составных корпусов гидроцилиндров. *Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил*. 2012. Випуск 3(32). С. 146–149.
- Косенко В.В., Кобзев А.С., Ряховский А.В. Исследование влияния конструктивных параметров паяных соединений на напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров методом тензометрирования. *Системы обработки информации*. Харьков: ХУПС. 2012. Вып. 3 (101). Т. 2. С. 51–53.
- Веретельник О.В. Напряженно-деформированное состояние паяных корпусов гидроцилиндров. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 14. С. 112–123.
- Веретельник О.В., Ткачук А. В., Мартыненко А. В., Храмова И. Я., Кохановская О. В., Зарубина А. А., Головин А. М., Ляшенко А. С., Мерещкая К. А., Сопрунов И. А. Анализ прочностных и жесткостных характеристик силовых гидроцилиндров. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 7. С. 3–15.
- Веретельник О.В. Напряженно-деформированное состояние паяных корпусов силовых гидроцилиндров. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXII міжнародної науково-практичної конференції, ЧІ* Харків. 2014. С. 192.
- Ткачук Н. А. *Разработка методики определения напряженно-деформированного состояния корпусных деталей перенастраиваемых станочных приспособлений: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: 01.02.06*. Харьков, 1989. 30 с.
- Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н., Бруль С.Т. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания. *Механіка та машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2006. № 1. С. 57–79.
- Васидзу К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*: Пер. с англ. Москва: Мир, 1987. 542 с., ил.
- Спицкий А. Н. *Разработка и внедрение комплекта универсальных средств механизации перенастраиваемой технологической оснастки: дис. канд. техн. наук: 05.02.08*. Харьков, 2001. 239с.
- Фрохт М. М. *Фотоупругость*. Том 1. Москва: Гостехиздат, 1948. 432 с.
- Седов Л. И. *Методы подобия и размерности в механике*. Москва: Наука, 1972. 440 с.

References (transliterated)

- Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O. and Zasiadko A. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, 708(1), 012038.
- Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems with Orbital Hydraulic Motors. In: Nadykto V. (eds) *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019, 169-176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18.
- Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A. Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines. In: Nadykto V. (eds) *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019, 323-336.
- Voloshina A., Panchenko A., Boltvansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020, 732–741.
- Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O. and Caldare A. Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output

- Characteristics. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2020, pp. 42–51.
6. Pavlenko I. V., Simonovskiy V. I., Demianenko M. M. Dynamic analysis of centrifugal machines rotors supported on ball bearings by combined application of 3D and beam finite element models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 233 012053.
 7. Załuski P. Influence of Fluid Compressibility and Movements of the Swash Plate Axis of Rotation on the Volumetric Efficiency of Axial Piston Pumps. *Energies*. 2022, no.15(1), 298.
 8. Siwulski T. Comparative studies of the dynamic response of hydraulic cylinders with different hydraulic supply systems design. *Advances in Hydraulic and Pneumatic Drives and Control. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2020, pp. 301-310.
 9. Destro M. C., De Negri V. J.: Method for combining valves with symmetric and asymmetric cylinders for hydraulic systems. *Int. J. Fluid Power*. 2018, 19(3), pp. 126–139.
 10. Warzyńska U., Siwulski T.: Numerical analysis of the influence initial position of a piston on fluid exchange process in a hydraulic cylinder. In: Zolotarev I., Radolf V. (eds.) *Engineering Mechanics 2019: 25th international conference*, 2019, pp. 403–406.
 11. Svetovoj O.I., Kobzev A.S. Perenalazhivaemaja osnastka dlja gibkikh proizvodstvennyh sistem. V sb.: *Progressivnaja tehnologija, perenalazhivaemaja osnastka i instrument. Materialy otraslevogo nauchno-tehnicheskogo seminaru*. Khar'kov. 1985, pp. 21–25.
 12. Kosenko V.V., Kobzev A.S. Progressivnaja tehnologija izgotovlenija sostavnyh korpusov gidrocilindrov vysokogo davlenija. *Zbirnyk naukovy'x prac' Kharkivs'kogo univertytetu Povityrany'x Sy'l*. 2012, Vipusk 2(31), pp. 114–118.
 13. Zajamenko E. I., Borovik A.I., Tkachuk N.A. Raschet pajanyh korpusov gidrocilindrov. *Vesnik mashinostroenija*. 1987, no. 7, pp. 37–39.
 14. Kosenko V.V., Kobzev A.S. Issledovanie mikroraspredelenija komponentov stali 40H v rasplave medi pri pajke jelementov sostavnyh korpusov gidrocilindrov. *Zbirnyk naukovy'x prac' Kharkivs'kogo univertytetu Povityrany'x Sy'l*. 2012, Vy'pusk 3(32), pp. 146–149.
 15. Kosenko V.V., Kobzev A.S., Rjahovskij A.V. Issledovanie vlijanija konstruktivnyh parametrov pajanyh soedinenij na naprjazhenno-deformirovanoe sostojanie korpusov gidrocilindrov metodom tenzometrirovaniya. *Sy'stemy' obrobky' informaciyi*. Kharkiv: KhUPS. 2012, vol. 3 (101), no.2, pp. 51–53.
 16. Veretel'nik O.V. Naprjazhenno-deformirovanoe sostojanie pajanyh korpusov gidrocilindrov. *Visny'k Nacional'nogo technichogo univertytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2014, no. 14, pp. 112–123.
 17. Veretel'nik O.V., Tkachuk A. V., Martynenko A. V., Hramcova I. Ja., Kohanovskaja O. V., Zarubina A. A., Golovin A. M., Ljashenko A. S., Mereckaja K. A., Soprunov I. A. Analiz prochnostnyh i zhestkostnyh harakteristik silovyh gidrocilindrov. *Visny'k Nacional'nogo technichogo univertytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2018, no. 7, pp. 3–15.
 18. Veretel'nik O.V. Naprjazhenno-deformirovanoe sostojanie pajanyh korpusov silovyh gidrocilindrov. *Informacijni tehnologiji: nauka, tehnika, tehnologija, osvita, zdorov'ya: Tezy' dopovidej XXII mizhnarodnoyi. naukovo-prakty'chnoyi konferenciyi, patch 1 Kharkiv*. 2014, p. 192.
 19. Tkachuk N. A. *Razrabotka metodiki opredelenija naprjazhenno-deformirovanogo sostojanija korpusnyh detalej perenalazhivaemyh stanochnyh prispособlenij: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk*: 01.02.06. Khar'kov, 1989, 30 p.
 20. Tkachuk N.A., Griczenko G.D., Chepurnoj A.D., Orlov E.A., Tka-chuk N.N., Bru' S.T. Konechno-e'lementny'e modeli e'lementov slozhny'kh mekhanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovan-noj generaczii i parametrizirovanogo opisaniya. *Mekhani'ka ta mashinobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2006, no. 1, pp. 57–79.
 21. Vasildu K. *Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti*: Per. s angl. Moscow: Mir, 1987. 542 p., il.
 22. Spickij A. N. *Razrabotka i vnedrenie komplekta universal'nyh sredstv mehanizaczii perenalazhivaemoj tehnologicheskoy osnastki: dis. kand. tehn. nauk*: 05.02.08. Khar'kov, 2001.p.
 23. Froht M. M. *Fotouprugost'*. Tom 1. Moscow: Gostehizdat, 1948. 432 p.
 24. Sedov L. I. *Metody podobija i razmernosti v mehanike*. Moscow: Nauka, 1972. 440 p.

Надійшло (received) 09.01.2022

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Веретельник Олег Вікторович (Веретельник Олег Викторович, Veretelnyk Oleg) – кандидат технічних наук, науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6322-1837>; тел.: (057)7076534; e-mail: veretelnyk.oleg@gmail.com

Гречка Ірина Павлівна (Гречка Ирина Павловна, Hrechka Iryna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; тел.: (057)7076534; e-mail: girinar7@gmail.com

Волошина Ірина Олександрівна (Волошина Ирина Александровна, Voloshyna Iryna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка гр. МІТ-218м, м. Харків, Україна; e-mail: s1802@tmm-sapr.org

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola M.) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; тел.: (057)7076902; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Льозний Олег Сергійович (Лезный Олег Сергійович, Loznyi Oleg) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-221м, м Харків, Україна; e-mail: s1708@tmmsapr.org

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola A.) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057)7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org

Третяк Владислав Володимирович (Третьяк Владислав Владимирович, Tretyak Vladeslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-219м, м Харків, Україна; e-mail: vladeslav2205@gmail.com